

United States Patent Application

By Takafumi ASADA, Hiroaki SAITO, Keigo KUSAKA, and Daisuke ITOU

Corresponding to the Japanese Patent Application:

No. 2002-351061, filed on December 3, 2002

発明の名称 流体軸受装置及びそれを用いたディスク回転装置

背景技術

1. 技術分野

本発明は、回転部に流体を有する流体軸受装置、及びそれを用いたディスク回転装置に関するものである。

2. 従来の技術

近年、ディスク等を用いた記録装置はそのメモリー容量が増大するとともに、データの転送速度が高速化している。そのため、この種の記録装置に用いられるディスク回転装置は高速かつ高精度の回転が必要となり、その回転主軸部には流体軸受装置が用いられている。

以下、図12を参照しながら、従来の流体軸受装置とそれを用いたディスク回転装置の一例について説明する。図12は従来の流体軸受装置の、回転軸の中心すなわち中心線Cの右側部分を示す断面図である。図12において、軸31は、軸受穴32Aを有するスリーブ32に回転可能に挿入されている。軸31の下端部には一体に構成されたフランジ33が設けられている。フランジ33の下端はベース35の孔とスリーブ32で形成される凹部に収納され、ベース35の上に載せたスラスト板34に対向して回転可能に保持されている。軸31にはハブロータ36、ロータ磁石38、複数のディスク39、スペーサ40、クランパー41が固定されている。ロータ磁石38に対向するモータステータ37がベース35に取り付けられている。スリーブ32の軸受穴32Aの内周面には点線で示す動圧発生溝32B、32Cが設けられている。フランジ33の上面の、スリーブ32との対向面には動圧発生溝33Aが設けられている。またフランジ33の下面の、スラスト板34との対向面には動圧発生溝33Bが設けられている。動圧発生溝32B、32C、33A、33Bを含む軸31とスリーブ32の隙間には

油（オイル）が充填されている。

図 1 2 に示す従来の流体軸受装置の動作を以下に説明する。図 1 2 において、ステータ 3 7 のコイルに通電すると、回転磁界が発生してロータ磁石 3 8 に回転力が生じ、軸 3 1 及びフランジ 3 3 がハブロータ 3 6、ディスク 3 9 と共に回転する。回転中は動圧発生溝 3 2 B、3 2 C、3 3 A、3 3 B によりオイルに動圧が発生し、軸 3 1 は図の上方に浮上し、かつスリーブ 3 2 との間に間隔を保ってスラスト板 3 4 及びスリーブ 3 2 に非接触で回転する。ディスク 3 9 には図示を省略した磁気ヘッドが当接し電気信号の記録再生を行う。

上記のような構成の従来の流体軸受装置では、以下に説明する問題点があった。図 1 3 は、フランジ 3 3 の平面図であり、黒く塗った領域で示す複数の動圧発生溝 3 3 A が設けられている。図 1 4 はフランジ 3 3 の底面図であり、同様に複数の動圧発生溝 3 3 B を黒く塗った領域で示している。上面及び底面の動圧発生溝 3 3 A、3 3 B のパターンの外径をそれぞれ $D1o$ 、 $D2o$ 、内径をそれぞれ $D1i$ 、 $D2i$ で表す。動圧発生溝 3 3 A、3 3 B のそれぞれの折り返し部の直径 $D1m$ と $D2m$ を充分大きくとり、それぞれ矢印 E と F 及び矢印 G と H で示す方向のポンピング圧力が高くなるようにしている。

図 1 5 及び図 1 6 は前記従来の流体軸受装置の、軸 3 1 の下端近傍の要部の断面とフランジ 3 3 及び軸 3 1 表面の圧力を示す図である。図 1 3、図 1 4 のそれぞれ矢印 E 及び矢印 H で示す方向のポンピング圧力を高くしすぎると、図 1 5 において、フランジ 3 3 の下面中央部分は曲線 P 1 で示すように大気圧を基準にして負圧力となり、油に混入している空気の泡（バブル）が凝集し、一定の大きさの領域 4 3 B に空気が溜る。

図 1 6 において、スリーブ 3 2 の動圧発生溝 3 2 B、3 2 C は、図中の寸法 $L1$ が寸法 $L2$ より大きく ($L1 > L2$)、寸法 $L4$ が寸法 $L3$ より大きく ($L4 > L3$) 作られている。また寸法差 ($L1 - L2$) は寸法差 ($L4 - L3$) にほぼ等しく選ばれている ($L1 - L2 \cong L4 - L3$)。図 1 6 に ΔL で示すように、オイルの量がやや不足して、動圧発生溝 3 3 B の上端から寸法 $4L$ だけ下がった位置にオイルの上面がある状態においては、動圧発生溝 3 3 B の上端部分の寸法 ΔL の部分ではオイルが無いのでオイルの圧力分布は図 1 6 の曲線 P 2 の

ようになる。また図中の寸法L 4の範囲の下部では負圧が発生する。そのため領域4 3 Aに気泡が集まって、この領域4 3 Aで油膜切れを起こして軸3 1とスリーブ3 2が擦れるおそれがあった。

発明の概要

本発明は軸とスリーブとの間に負圧が発生するのを防ぎ、オイル中の空気が局部的に集まって油膜切れを生じることのない流体軸受装置を提供することを目的とする。

本発明の流体軸受装置は、略中央に軸受穴を有するスリーブ、前記スリーブの軸受穴に回転可能に挿入された軸、及び前記軸の一端に固定され、一方の面がスリーブ1の端面に対向し、他方の面が、前記スリーブの前記端面を含む領域を密閉するように設けられたスラスト板に対向する略円板状のフランジを備え、前記スリーブの内周面及び軸の外周面の少なくとも一方に、ヘリングボーン状の第1及び第2の動圧発生溝を軸に沿う方向に並べて設け、フランジとスラスト板の対向面の少なくとも一方にヘリングボーン状の第3の動圧発生溝を設け、前記第1、第2及び第3の動圧発生溝を、温度40℃のときの動粘度が4センチストーク以上のオイルで満たし、前記スリーブ又は軸のいずれか一方がベースに固定され、他方が回転可能なハブロータに固定され、前記第3の動圧発生溝のヘリングボーンパターンの外径を d_{1o} 、内径を d_{1i} 、折り返し部の直径を d_{1m} 、前記第3の動圧発生溝により発生する、フランジの外周から内周へ向かうオイルの圧力と、内周から外周へ向かうオイルの圧力とが等しくなるヘリングパターンの折り返し部の直径を d_{sy} とするとき、以下の2つの式

$$d_{1m} = d_{sy} - (d_{sy} - d_{1i}) \times A$$

$$d_{sy} = \{ (d_{1i}^2 + d_{1o}^2) / 2 \}^{1/2}$$

をそれぞれ満たすように、折り返し部の直径 d_{1m} を定めたことを特徴とする。ただし、Aは0.05以上1.0未満の数値とする。

本発明の他の観点の流体軸受装置は、略中央に軸受穴を有するスリーブ、前記スリーブの軸受穴に回転可能に挿入された軸、及び前記軸の一端に固定され、一方の面がスリーブ1の端面に対向し、他方の面が、前記スリーブの前記端面を含む領域を密閉するように設けられたスラスト板に対向する略円板状のフランジを

備え、前記スリーブの内周面及び軸の外周面の少なくとも一方に、ヘリングボーン状の第1及び第2の動圧発生溝を軸に沿う方向に並べて設け、前記第1及び第2の動圧発生溝のうち、前記スラスト板からの距離が遠い方を第1の動圧発生溝とし、近い方を第2の動圧発生溝とするとき、前記ヘリングボーン状の第1の動圧発生溝の、前記スラスト板から遠い方の溝部の軸方向における第1の長さ L_1 が、前記スラスト板に近い方の溝部の軸方向の第2の長さ L_2 より長く、前記ヘリングボーン状の第2の動圧発生溝は、ヘリングボーン形状の折り返し部を通る線に対して対称な形状になされ、前記第1の長さ L_1 と第2の長さ L_2 で表される計算式、 $(L_1 + L_2) / (2 \times L_2)$ の値が1.02から1.60の範囲にあり、フランジとスラスト板の対向面の少なくとも一方にヘリングボーン状の第3の動圧発生溝を設け、前記第1、第2及び第3の動圧発生溝を、温度40℃のときの動粘度が4センチストーク以上のオイルで満たし、前記スリーブ又は軸のいずれか一方がベースに固定され、他方が回転可能なハブロータに固定されていることを特徴とする。

本発明の他の観点の流体軸受装置は、略中央に軸受穴を有するスリーブ、前記スリーブの軸受穴に回転可能に挿入された軸、及び前記軸の一端に固定され、一方の面がスリーブ1の端面に対向し、他方の面が、前記スリーブの前記端面を含む領域を密閉するように設けられたスラスト板に対向する略円板状のフランジを備え、前記スリーブの内周面及び軸の外周面の少なくとも一方に、ヘリングボーン状の第1及び第2の動圧発生溝を設け、前記第1及び第2の動圧発生溝のうち、前記スラスト板からの距離が遠い方を第1の動圧発生溝とし、近い方を第2の動圧発生溝とするとき、前記ヘリングボーン状の第1の動圧発生溝の前記スラスト板から遠い方の溝部の軸方向における第1の長さ L_1 が、前記スラスト板に近い方の溝部の軸方向の第2の長さ L_2 より長く、前記ヘリングボーン状の第2の動圧発生溝は、ヘリングボーン形状の折り返し部を通る線に対して対称な形状になされ、前記第1の長さ L_1 と第2の長さ L_2 で表される計算式 $(L_1 + L_2) / (2 \times L_2)$ の値が1.02から1.60の範囲にあり、フランジとスラスト板の対向面の少なくとも一方にヘリングボーン状の第3の動圧発生溝を設け、前記第1、第2及び第3の動圧発生溝に、温度40℃のときの動粘度が4センチスト

ーク以上のオイルを入れ、前記スリーブ又は軸のいずれか一方がベースに固定され、他方が回転可能なハブロータに固定され、前記第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターンの外径を d_{1o} 、内径を d_{1i} 、折り返し部の直径を d_{1m} 、前記第 3 の動圧発生溝により発生する、フランジの外周から内周へ向かうオイルの圧力と、内周から外周へ向かうオイルの圧力とが等しくなるヘリングパターンの折り返し部の直径を d_{sy} とするとき、以下の式

$$d_{1m} = d_{sy} - (d_{sy} - d_{1i}) \times A$$

$$d_{sy} = \{ (d_{1i}^2 + d_{1o}^2) / 2 \}^{1/2}$$

をそれぞれ満たすように、折り返し部径 d_{1m} を定めたことを特徴とする。ただし、 A は 0.05 以上 1.0 未満の数値とする。

本発明は上記の構成によって、スラスト軸受部とラジアル軸受部において、動圧発生溝のパターンが最適な形状になり、軸受内で負圧が発生しないようになる。これにより、気泡の凝集によって空気が溜まるのを防止することができるので、オイルの油膜切れが生じることのない流体軸受装置を提供できる。

本発明の流体軸受装置を用いるディスク回転装置は、請求項 1 から 5 記載の流体軸受装置のハブロータに記録再生用ディスクを同軸上に固定して回転させ、前記回転するディスク面に磁気ヘッドまたは光学ヘッドを対向して設け、この磁気ヘッドまたは光学ヘッドを前記ディスク面に平行に移動可能に構成して信号の記録または再生を行う。本発明の流体軸受装置を用いることにより、軸受の信頼性が高いディスク回転装置を得ることができる。

好適な実施例の説明

以下本発明の流体軸受装置の好適な実施例を図 1 から図 10 を参照しながら説明する。図 1 は本発明の実施例の流体軸受装置の断面図である。図 1 において、スリーブ 1 は略中央に軸受穴 20 を有し、軸受穴 20 の内周面にはヘリングボーン状の動圧発生溝 1A、1B が形成されている。スリーブ 1 の下端部には凹部 1C が形成されている。軸受穴 20 には軸 2 が回転可能に挿入されている。軸 2 の下端部には、スリーブ 1 の下部の凹部 1C に収納されるようにフランジ 3 が固定されている。スリーブ 1 の凹部 1C にはレーザー溶接、精密カシメ、接着等の固定方法により、スラスト板 4 が固定され、フランジ 3 を含む凹部 1C は密封されて

いる。スリーブ 1 はベース 6 に固定されている。軸 2 はハブロータ 7 に固定されている。フランジ 3 とスラスト板 4 との対向面のいずれか一方に動圧発生溝が設けられている。図 1 においては、フランジ 3 の下面に動圧発生溝 3 A が設けられている。フランジ 3 の上面のスリーブ 1 の凹部 1 C との対向面にも動圧発生溝 3 B が設けられている。動圧発生溝 1 A, 2 A, 3 A, 3 B 内にはオイルまたはグリスが満たされている。ハブロータ 7 にはロータ磁石 9 が取り付けられている。またベース 6 には、前記ロータ磁石 9 に対向するようにステータ 8 が取り付けられている。ハブロータ 7 にはスペーサ 1 2 を介して例えば 2 枚のディスク 1 0 が取り付けられている。ディスク 1 0 は、ねじ 1 3 により軸 2 に取り付けられるクランパー 1 1 により固定されている。

以上のように構成された本実施例の流体軸受装置の動作を図 1 から図 1 0 を用いて説明する。図 1 において、まず、ステータ 8 のコイルに通電すると回転磁界が発生して、ロータ磁石 9 が回転力を受け、ハブロータ 7、軸 2、ディスク 1 0 がクランパー 1 1、スペーサ 1 2 と共に回転する。回転により、動圧発生溝 1 A, 1 B, 3 A 及び 3 B はオイルをかき集め、動圧発生溝 1 A, 1 B と軸 2 との間、及び動圧発生溝 3 A とスラスト板 4 との間に圧力を発生する。そのため軸 2 は図の上方に浮上してスラスト板 4 及びスリーブ 1 に非接触で回転する。

図 2 は、フランジ 3 の下面の、スラスト板 4 との対向面である底面の図であり、黒塗り部は動圧発生溝 3 A を示している。動圧発生溝 3 A のパターンの外径を d_{1o} 、内径を d_{1i} 、折り返し部の直径を d_{1m} とする。フランジ 3 がスリーブ 1 の凹部 1 C 内で回転するとき、フランジ 3 の面上で外周から内周に向くオイルの圧力 G を生じる。また内周から外周に向くオイルの圧力 H を生じる。圧力 G と H が等しくなる折り返し部の直径を d_{sy} で表す。通常では動圧発生溝 3 A は、圧力 G と圧力 H が等しくなるように設計する。そのためには、直径 d_{1m} を、流体力学ではよく知られている式 (1) のようにする。

$$d_{1m} = \{ (d_{1i}^2 + d_{1o}^2) / 2 \}^{1/2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

しかし本発明の流体軸受装置では、圧力 G が圧力 H よりも大きくなるように設計されている。これを式 (2) 及び (3) で表す。

$$d_{1m} = d_{sy} - (d_{sy} - d_{1i}) \times Y \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$d s y = \{ (d 1 i^2 + d 1 o^2) / 2 \}^{1/2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

式 (2) において、Y は 0. 05 ~ 1. 0 の範囲になるよう設計される。

図 3 はフランジ 3 の平面図であり、黒塗り部は動圧発生溝 3 B を示している。動圧発生溝 3 B は、内周から外周に向く矢印 E の圧力と外周から内周に向く矢印 F の圧力がほぼ釣り合うように設計される。すなわち、動圧発生溝 3 B のパターン外径を $d 2 o$ 、内径を $d 2 i$ 、折り返し部の直径を $d 2 m$ とすると、式 (4) に示す関係になされている。

$$d 2 m = \{ (d 2 o^2 + d 2 i^2) / 2 \}^{1/2} \quad \dots\dots\dots (4)$$

図 4 のグラフの縦軸は上記 Y の値によって変わる動圧発生溝 3 A のオイルの圧力 (パスカル) を示している。また横軸は式、 $(d s y - d 1 m) / (d s y - d 1 i)$ の値を示す。軸受内の圧力に非対称性が不足すると軸受内のどこかに部分的な負圧部分ができてそこに空気が溜まることがある。逆に非対称性が大きすぎると内圧が高まり過ぎてキャビテーションやマイクロバブルを発生する危険性がある。本実施例の流体軸受装置について、観測用に透明な材料で流体軸受を製作して実験したところ、回転中に混入する空気の泡や凝集する空気の量は上記の Y の値が 0. 05 ~ 1. 0 の時が最も少ない適正範囲であり、油中に空気が最も溜まり難いことが判明した。

図 5 は、フランジ 3 のスラスト板 4 からの浮上量 (S 1) が充分小さい場合の、要部断面と動圧発生溝 3 A, 3 B によるオイルの大気圧を基準とした圧力分布とを示す要部の断面図である。本発明の流体軸受装置では、オイルの圧力分布を表す圧力曲線 P 10 で示すように正圧力のみで負圧力が発生しない。そのためフランジ 3 とスラスト板 4 の間に空気が溜まる現象は殆ど発生しない。

図 6 は、浮上量 (S 2) が充分大きい場合の要部断面と動圧発生溝 3 A, 3 B によるオイルの圧力分布を圧力曲線 P 11、P 12 で示している要部の断面図である。この場合も圧力曲線 P 11 に示すように軸受内部に負圧力が発生しない。図 6 においては、フランジ 3 の上面の動圧発生溝 3 B が発生する圧力曲線 P 12 で示す正圧力がフランジ 3 とスリーブ 1 の衝突を防止する。

図 7 及び図 8 の要部断面と圧力分布とを示す図は、動圧発生溝 1 A、1 B によるラジアル方向 (図の左右方向) の発生圧力に関する詳細な圧力分布を示してい

る。図7は流体軸受装置の隙間部の全体にオイル5が入っており、その液面が動圧発生溝1Aの上端より上にある場合を示している。動圧発生溝1Aは、スリーブ1の上部に設けられており、上半分の寸法L1の範囲の溝部28Aが下半分の寸法L2の範囲の溝部29Aより長い非対称形状になされている。これによりオイルは動圧効果で下方に押し込まれ、外部に漏れるのが防止される。溝部28Aと溝部29Aの鋭角の接続部を折り返し部という。動圧発生溝1Aの溝部28Aと溝部29Aの傾斜角度は同じになされている。図7の構成において、動圧発生溝1Aの寸法L1と寸法L2の差があまり小さいとオイル漏れを生じるおそれがある。逆に差が大きすぎると、内圧が高くなり過ぎてキャビテーションやマイクロバブルを発生する危険性がある。

動圧発生溝1Bは上半分の溝部28Bと下半分の溝部29Bを対称形状にしている。動圧発生溝1Aを非対称にしたことにより、軸受内部の圧力は圧力曲線P13で示すよう正圧力になる。この場合も軸受内部に負圧力は発生しないので、空気が溜まることはほとんど無い。スラスト方向の圧力は、圧力曲線P14及びP15に示すように正圧力になり負圧は発生することはない。

図8は、軸受内のオイルが減少して寸法ΔL分だけ不足している場合を示している。この場合も圧力曲線P17で示すように正圧力のみとなり、軸受内に負圧力は発生しない。

図9は動圧発生溝1Aの非対称性の適正範囲を示している。溝部29Aの寸法L2が、その反対側部分の溝部28Aの寸法L1より短く、寸法L1とL2の式(5)の左辺に示す関係式の値が、右辺に示す値の範囲にあるのが望ましい。

$$(L1 + L2) / (2 \times L2) = 1.02 \sim 1.60 \quad \dots\dots\dots (5)$$

式5に示す範囲では、空気の混入やマイクロバブルの混入がほとんど見られなかった。

図10はオイルの動粘度、またはグリス基油の動粘度と、軸受の隙間へのバブルの混入率の関係を、透明な材料で作った実験用の軸受の観察結果から求めたものである。バブルの混入率とはオイルの体積に対するバブルの体積の百分比で表される。観察結果によれば温度40℃での動粘度が4センチストークス以上のオイル又はグリス基油であれば気泡の混入率が非常に低くなることが明らかになっ

た。

本発明の流体軸受装置を用いたディスク回転装置について、図 1 1 を用いてその構成及び動作を説明する。図 1 1 において、箱状のベース 6 内に設けられたスリーブ 1、軸 2、フランジ 3、スラスト板 4、ハブロータ 7、ステータ 8、ロータ磁石 9 を有する流体軸受装置に、2 枚のディスク 1 0 がスペーサ 1 2 で間隔を保って取り付けられている。ディスク 1 0 の両面に、それぞれアーム 1 5 で支持されたヘッド 2 5 が対向している。アーム 1 5 はヘッド支軸 1 6 で支持されて回転する。ベース 6 の上面は、ちりなどが侵入しないよう上蓋 1 4 により密閉されている。モータステータ 8 に通電されると回転磁界が発生し、ロータ磁石 9 がハブロータ 7、軸 2、ディスク 1 0 と共に回転を始める。動圧発生溝 1 A、1 B、3 A、3 B はオイルをポンピング力によりかき集め圧力を発生し軸受部は浮上し非接触で高精度に回転する。回転するディスク 1 0 に対して、ヘッド 2 5 が当接し、電気信号の記録再生を行う。

図 1 において、スラスト板はスリーブ 1 に固定されているが、軸受内を密閉できればベース 6 に固定されていてもよい。

図 2 に示す動圧発生溝 3 A の変形応用例としては、ヘリングボーン形状の代わりに、 $d_{1m} = d_{1o}$ とした、ヘリカル形状の動圧発生溝を用いてもほぼ同等の性能が得られる。

以上のように本実施例の流体軸受装置では、流体軸受部に空気が混入するのが防止され、軸受に生じがちであった油膜切れが防止される。その結果本発明の流体軸受装置を用いると、ディスクを高精度で回転させることができる長寿命のディスク回転装置が得られる。

また本発明の流体軸受装置は、回転時に動圧発生溝のポンピング力により軸受内に空気が溜まらないように、動圧発生溝の設計条件とオイル動粘度の選定条件を組合せているので、軸受の隙間で油膜切れが生じることがなく、高精度かつ長寿命である。

【図面の簡単な説明】

図 1 は本発明の好適な実施例の流体軸受装置の断面図である。

図 2 は本実施例の流体軸受装置のフランジ 3 の底面図である。

図 3 は本実施例の流体軸受装置のフランジ 3 の平面図である。

図 4 は本実施例の流体軸受装置のフランジ 3 の動圧発生溝 3 A のポンプ圧力と、動圧発生溝 3 A の折り返し部の直径 d_{sy} 及び内径 d_{li} の寸法配分との関係を示すグラフである。

図 5 は本実施例の流体軸受装置において、フランジ 3 とスラスト板 4 との間の浮上距離 S_1 が充分小さい場合に、動圧発生溝 3 A、3 B によって発生するオイル圧力の分布を示す要部の断面図である。

図 6 は本実施例の流体軸受装置において、フランジ 3 とスラスト板 4 との間の浮上距離 S_2 が充分大きい場合に、動圧発生溝 3 A、3 B によって発生するオイル圧力の分布を示す要部の断面図である。

図 7 は本実施例の流体軸受装置のラジアル軸受部のオイル圧力の分布と、フランジ 3 の動圧発生溝 3 A、3 B によるオイル圧力の分布を示す要部の断面図である。

図 8 は本実施例の流体軸受装置においてオイルが規定量より少ない場合の、ラジアル軸受部のオイル圧力の分布と、フランジ 3 の動圧発生溝 3 A、3 B によるオイル圧力の分布を示す要部の断面図である。

図 9 は本実施例の流体軸受装置の動圧発生溝 1 A、1 B によるオイル圧力と、動圧発生溝 1 A、1 B の寸法配分との関係を示すグラフである。

図 10 は本実施例の流体軸受装置において、オイル中の気泡 (bubble) の混入量と、温度 40°C におけるオイルの動粘度との関係を示すグラフである。

図 11 は本発明の実施例の流体軸受装置を用いたディスク回転装置の断面図である。

図 12 は従来の流体軸受装置の右半分を示す断面図である。

図 13 は従来の流体軸受装置のフランジ 33 の平面図である。

図 14 は従来の流体軸受装置のフランジ 33 の底面図である。

図 15 は従来の流体軸受装置において、フランジ 33 の動圧発生溝 33 A、33 B によるオイル圧力の分布を示すための要部の断面図である。

図 16 は従来の流体軸受装置のスリーブ 32 の動圧発生溝 32 B、32 C によるラジアル方向のオイル圧力の分布を示すための要部の断面図である。

特許請求の範囲

1. 略中央に軸受穴を有するスリーブ、

前記スリーブの軸受穴に回転可能に挿入された軸、及び

前記軸の一端に固定され、一方の面がスリーブ 1 の端面に対向し、他方の面が、前記スリーブの前記端面を含む領域を密閉するように設けられたスラスト板に対向する略円板状のフランジを備え、

前記スリーブの内周面及び軸の外周面の少なくとも一方に、ヘリングボーン状の第 1 及び第 2 の動圧発生溝を軸に沿う方向に並べて設け、

フランジとスラスト板の対向面の少なくとも一方にヘリングボーン状の第 3 の動圧発生溝を設け、

前記第 1、第 2 及び第 3 の動圧発生溝を、温度 40℃のときの動粘度が 4 センチストーク以上のオイルで満たし、

前記スリーブ又は軸のいずれか一方がベースに固定され、他方が回転可能なハブロータに固定され、

前記第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターンの外径を d_{1o} 、内径を d_{1i} 、折り返し部の直径を d_{1m} 、前記第 3 の動圧発生溝により発生する、フランジの外周から内周へ向かうオイルの圧力と、内周から外周へ向かうオイルの圧力とが等しくなるヘリングパターンの折り返し部の直径を d_{sy} とするとき、以下の 2 つの式

$$d_{1m} = d_{sy} - (d_{sy} - d_{1i}) \times A$$

$$d_{sy} = \{ (d_{1i}^2 + d_{1o}^2) / 2 \}^{1/2}$$

(ただし、 A は 0.05 以上 1.0 未満の数値とする。)

をそれぞれ満たすように、折り返し部の直径 d_{1m} を定めたことを特徴とする流体軸受装置。

2. 略中央に軸受穴を有するスリーブ、

前記スリーブの軸受穴に回転可能に挿入された軸、及び

前記軸の一端に固定され、一方の面がスリーブ 1 の端面に対向し、他方の面が、

前記スリーブの前記端面を含む領域を密閉するように設けられたスラスト板に対向する略円板状のフランジを備え、

前記スリーブの内周面及び軸の外周面の少なくとも一方に、ヘリングボーン状の第 1 及び第 2 の動圧発生溝を軸に沿う方向に並べて設け、前記第 1 及び第 2 の動圧発生溝のうち、前記スラスト板からの距離が遠い方を第 1 の動圧発生溝とし、近い方を第 2 の動圧発生溝とするとき、

前記ヘリングボーン状の第 1 の動圧発生溝の、前記スラスト板から遠い方の溝部の軸方向における第 1 の長さ L_1 が、前記スラスト板に近い方の溝部の軸方向の第 2 の長さ L_2 より長く、

前記ヘリングボーン状の第 2 の動圧発生溝は、ヘリングボーン形状の折り返し部を通る線に対して対称な形状になされ、前記第 1 の長さ L_1 と第 2 の長さ L_2 で表される計算式、 $(L_1 + L_2) / (2 \times L_2)$ の値が 1.02 から 1.60 の範囲にあり、

フランジとスラスト板の対向面の少なくとも一方にヘリングボーン状の第 3 の動圧発生溝を設け、

前記第 1、第 2 及び第 3 の動圧発生溝を、温度 40℃のときの動粘度が 4 センチストーク以上のオイルで満たし、

前記スリーブ又は軸のいずれか一方がベースに固定され、他方が回転可能なハブロータに固定されていることを特徴とする流体軸受装置。

3. 略中央に軸受穴を有するスリーブ、

前記スリーブの軸受穴に回転可能に挿入された軸、及び

前記軸の一端に固定され、一方の面がスリーブ 1 の端面に対向し、他方の面が、前記スリーブの前記端面を含む領域を密閉するように設けられたスラスト板に対向する略円板状のフランジを備え、

前記スリーブの内周面及び軸の外周面の少なくとも一方に、ヘリングボーン状の第 1 及び第 2 の動圧発生溝を設け、前記第 1 及び第 2 の動圧発生溝のうち、前記スラスト板からの距離が遠い方を第 1 の動圧発生溝とし、近い方を第 2 の動圧発生溝とするとき、

前記ヘリングボーン状の第 1 の動圧発生溝の前記スラスト板から遠い方の溝部の軸方向における第 1 の長さ L_1 が、前記スラスト板に近い方の溝部の軸方向の第 2 の長さ L_2 より長く、

前記ヘリングボーン状の第 2 の動圧発生溝は、ヘリングボーン形状の折り返し部を通る線に対して対称な形状になされ、前記第 1 の長さ L_1 と第 2 の長さ L_2 で表される計算式 $(L_1 + L_2) / (2 \times L_2)$ の値が 1.02 から 1.60 の範囲にあり、

フランジとスラスト板の対向面の少なくとも一方にヘリングボーン状の第 3 の動圧発生溝を設け、

前記第 1、第 2 及び第 3 の動圧発生溝に、温度 40℃のときの動粘度が 4 センチストーク以上のオイルを入れ、

前記スリーブ又は軸のいずれか一方がベースに固定され、他方が回転可能なハブロータに固定され、

前記第 3 の動圧発生溝のヘリングボーンパターンの外径を d_{1o} 、内径を d_{1i} 、折り返し部の直径を d_{1m} 、前記第 3 の動圧発生溝により発生する、フランジの外周から内周へ向かうオイルの圧力と、内周から外周へ向かうオイルの圧力とが等しくなるヘリングパターンの折り返し部の直径を d_{sy} とするとき、以下の式

$$d_{1m} = d_{sy} - (d_{sy} - d_{1i}) \times A$$

$$d_{sy} = \{ (d_{1i}^2 + d_{1o}^2) / 2 \}^{1/2}$$

(ただし、 A は 0.05 以上 1.0 未満の数値とする。)

をそれぞれ満たすように、折り返し部径 d_{1m} を定めたことを特徴とする流体軸受装置。

4. 前記第 3 の動圧発生溝の内径 d_{1i} が折り返し部径 d_{1m} に等しいスパイラル状のパターンである請求項 1 から 3 のいずれかに記載の流体軸受装置。

5. 前記フランジと前記スリーブの対向面の少なくともいずれか一方にヘリングボーン形状の第 4 の溝を有し、第 4 の溝のヘリングボーンパターンの外径を d

2 o, 内径を d_{2i} 、折り返し部径を d_{2m} と表す時、
 $d_{2m} = ((d_{2i}^2 + d_{2o}^2) / 2)^{1/2}$ の関係を満たすように構成したことを
 特徴とする請求項 1 から 4 のいずれかに記載の流体軸受装置。

6. 請求項 1 から 5 記載の流体軸受装置のハブロータに記録再生用ディスクを
 同軸上に固定して回転させ、前記回転するディスク面に磁気ヘッドまたは光学ヘ
 ッドを対向して設け、この磁気ヘッドまたは光学ヘッドを前記ディスク面に平行
 に移動可能に構成して信号の記録または再生を行うディスク回転装置。

要約書

軸受の隙間で油膜切れが生じない高精度かつ長寿命な流体軸受装置及びこれを用いたディスク回転装置を提供するために、フランジとスラスト板の当接面の少なくともいずれか一方に設けられた動圧発生溝のヘリングボーンパターン外径を d_{1o} 、内径を d_{1i} 、折り返し部径を d_{1m} としたとき、折り返し部径 d_{1m} を次の式

$$d_{1m} = d_{sy} - (d_{sy} - d_{1i}) \times A,$$

及び $d_{sy} = ((d_{1i}^2 + d_{1o}^2) / 2)^{1/2}$ で示す関係を満たすようにする。ただし、 A は 0.05 以上 1.0 未満の数値とする。また流体軸受装置に充填するオイルまたはグリスの基油は温度 40℃ の動粘度を 4 センチストーク以上とし、スリーブ 1 の外周及び軸 2 の外周のいずれか一方をベース 6 に固定し、他方をハブロータ 7 に固定する。